

УДК 629.735.015.4.017.1/018.4-03:
620.178.38:513.6

С.С. Дубровський, асп.

ЛОКАЛІЗАЦІЯ КРИТИЧНИХ ЗОН ПОШКОДЖЕННЯ РОТОРНИХ ДЕТАЛЕЙ ГАЗОТУРБІННИХ ДВИГУНІВ

Обґрунтовано вибір критичних зон і точок для проведення експериментальних досліджень міцності матеріалу за параметрами навантажень в цих точках.

The choice of critical areas and points is grounded for the leadthrough of experimental researches on the parameters of lading in these points.

газотурбінний двигун, довговічність, зона, навантаження, пошкодження

Вступ

З кожним новим поколінням авіаційних газотурбінних двигунів (ГТД) і енергетичних установок підвищуються параметри робочого циклу двигуна, передусім температура газу перед турбіною, яка в найближчій перспективі досягне 2000 К. Водночас закони ринку визначають необхідність значного скорочення терміну і вартості створення двигуна зі збереженням високих показників надійності. Тому в основу сучасної методології створення нового двигуна має бути покладена розрахунково-аналітична методика, побудована на розробленні адекватної математичної моделі, що уміло поєднує теоретичні дослідження та експеримент.

Аналіз досліджень і публікацій

У розробленні досліджень значний внесок зробили радянські школи дослідників під керівництвом Г.С. Пісаренка, Ю.І. Работнова, І.А. Біргера, С.В.Серенсена [1–4].

Значну увагу моделюванню довговічності приділяв у своїх роботах Л.П. Лозицький [2]. Саме він запропонував модель довговічності матеріалів для найбільш узагальненого виду навантаження деталей ГТД – трикомпонентного навантаження. Навантаження конструктивних елементів двигуна добре висвітлено в праці Л.П. Лозицького та А.М. Ветрова [3].

Найбільш поширеним методом експериментальних досліджень, що дозволяє вимірювати й аналізувати напружений і деформований стан зразків, є метод Коффіна. Цей метод порівняно простий, дозволяє всебічно досліджувати і досить точно задавати параметри теплового і напруженого стану.

У працях І.А. Владімірова і Г.Н. Третьяченка [3; 4] переконливо показано практичну лінійну залежність вичерпання несучих здатностей лопаток газових турбін ГТД від кількості нестационарних режимів, особливо «запуск – різка зупинка», які значно небезпечніші від режимів «запуск – випробування – зупинка» чи «зліт». Цим підтверджується [4] можливість і необхідність подальшого розвитку методів оцінювання довговічності матеріалів і конструктивних елементів, що працюють в екстремальних умовах термомеханічного навантаження, на основі гіпотези лінійного підсумовування пошкоджень з використанням нагромаджених характеристик тривалої міцності.

Постановка завдання

Проведений аналіз літературних джерел показав, що з упровадженням нових матеріалів натепер великого значення набуває розроблення та використання методів прогнозування міцності й довговічності матеріалів з урахуванням впливу експлуатаційних факторів, значно розширює можливість застосування комп'ютерного моделювання. Розроблено багато моделей і методів визначення запасу міцності дисків і лопаток турбіни (метод Менсона, маршовий метод, метод скінченних елементів та ін.), але вони майже всі спираються на довідкові дані або деякі емпіричні формули, що вносить ряд неточностей в одержані результати. Ураховуючи різноманітність використовуваних матеріалів (застосування нових матеріалів) і умов їх експлуатації, отримати необхідну інформацію для розрахунків у повному обсязі можна переважно шляхом проведення відповідних експериментальних випробувань.

Тому велику увагу приділяють вирішенню завдань з розроблення методів прискорених випробувань експериментальним шляхом, що ґрунтується на пошуку оптимальних програм навантаження.

Для того щоб параметри випробувань відповідали експлуатаційним, види навантаження потрібно визначати з урахуванням реальних умов на базі ймовірного аналізу статичних, термоциклічних і динамічних силових навантажень, що діють на деталь. Для цього необхідно визначити навантаження, «критичні точки» з максимальною дією термомеханічних навантажень та зони пошкоджень матеріалу деталей.

Мета досліджень – визначення «критичних точок» з максимальною дією змінних протягом польоту силових і температурних навантажень для визначення параметрів випробувань матеріалів на термомеханічну втому, що реалізуються в експериментальній установці [5].

Визначення критичних точок

Об'єктом дослідження є робочі лопатки і диски турбіни ГТД, які зазнають протягом польоту дії змінних силових і температурних навантажень. Зазвичай для розрахункової оцінки міцності вибираються режими з максимальною частотою обертання, максимальними температурами, максимальною тривалістю і формуються в узагальнені польотні цикли.

Польотні цикли навантаження зручно замінити набором елементарних циклів (рис. 1), що характеризують особливості реального польотного циклу.

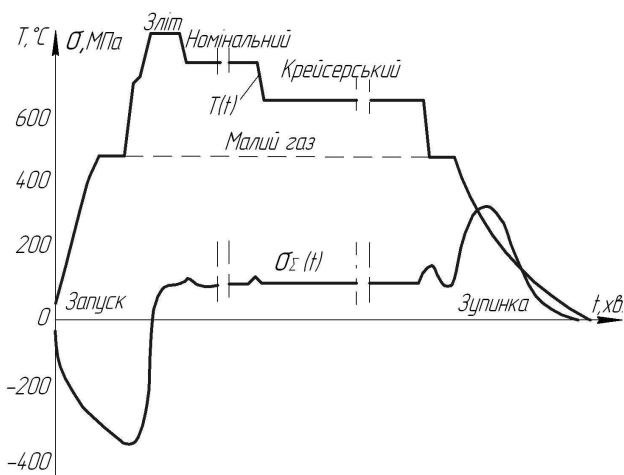


Рис. 1. Зміна температури робочої лопатки і сумарних навантажень за польотний цикл

Розглянемо дію навантажень на лопатки і диски турбіни на стаціонарному і перехідних режимах роботи ГТД.

Стаціонарний (сталій) режим

Змінні статичні навантаження, що діють на робочу лопатку (рис. 2) від газових і відцентрових сил, викликають згинальну та розтяжну напругу і напругу кручення. Максимальне сумарне навантаження, як відомо, виникає на відстані 0–20 % від кореневого перетину робочої лопатки.

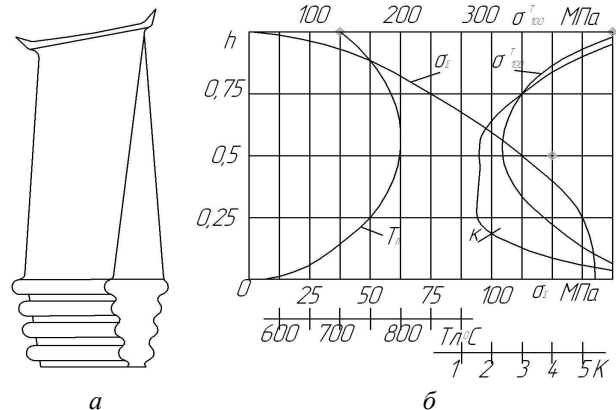


Рис. 2. Робоча лопатка (а) та графік (б) зміни напружень – σ_{Σ} , температури – T , межі довготривалої міцності – σ_{100}^T та коефіцієнта запасу міцності – K , по довжині лопатки – \bar{h} .

Тому критичну точку 3 беремо на відстані 20 % висоти лопатки від кореня (рис. 3), це перетинання з мінімальним коефіцієнтом запасу міцності, у зв'язку з максимальною дією сумарної напруги σ_{Σ} .

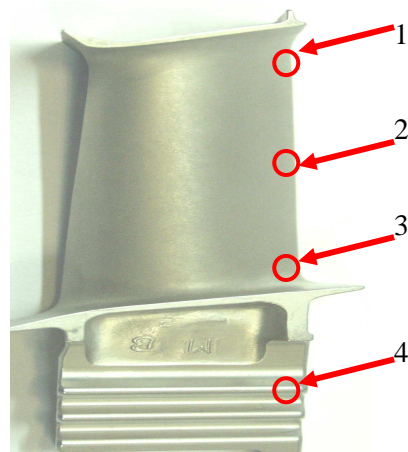


Рис. 3. Зображення критичних точок 1–4

Цю обставину враховують при створенні камери згоряння ГТД шляхом оптимального формування поля температур вхідного в ступінь турбіни газу так, щоб максимум температури доводився приблизно на середню частину соплових і робочих лопаток (рис. 2).

Нерівномірність температурного поля по перетину може становити 200–300 °С по висоті [3]. Це дозволяє істотно підвищити запас міцності високонавантаженої кореневої частини.

Максимальне нагрівання лопатки відбувається в центральній зоні.

Проте внаслідок відведення тепла з профільної частини лопатки в хвостовики та обід диска, які інтенсивно охолоджуються повітрям, температура біля кореня лопатки $T_{ЛК}$ значно нижча за середню температуру $T_{СР}$.

У зв'язку з цим розподіл температури по висоті лопатки можна описати рівнянням [3]

$$T_{Л} = T_{СР} - \Delta_{ТК} \left[3 \left(\frac{h}{h_{П}} \right)^2 - 4 \left(\frac{h}{h_{П}} \right) + 1 \right],$$

відповідно до якого максимальні температурні градієнти розміщені на відстані приблизно 65 % висоти лопатки від кореня.

Різниця температур між профільною частиною лопатки та ободом напрямного апарату (бандажними полками робочих лопаток) спричиняє навантаження обода і призводить до появи в місцях концентрації локальних зон високого термічного напруження, що зумовлює утворення тріщин від термічної втоми (рис. 4).

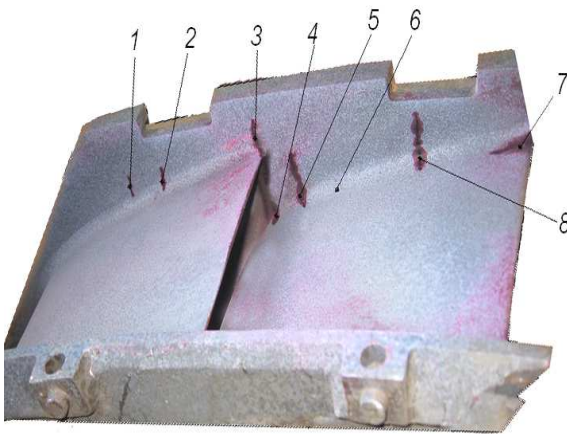


Рис. 4. Наслідки термічної втоми в напрямному апараті:

1–8 – тріщини в сегменті соплових лопаток

У зв'язку з цим критичну точку 1 визначаємо на кромках пера лопатки в місцях з'єднання з ободною частиною.

Критичну точку 4 припускаємо в зоні дії максимальної напруги розтягування, а саме – в першій западині хвостовика лопатки [3].

Рівномірне підвищення температури в перетинах диска не змінює температурних навантажень.

Перехідні режими роботи газотурбінного двигуна

За перехідних режимів роботи ГТД (рис. 1) необхідно враховувати таке явище, як різка зміна температури робочого тіла.

Максимальні перепади температури по перетину лопатки виникають у разі різких і глибоких тепловмінь у процесі запуску, проб прийомистості і зупинки, особливо в повітрі на режимі авторотації і можуть досягати значень 250–650 °С.

Вхідні та вихідні кромки лопаток нагріваються значно швидше, ніж середня частина профілю (рис. 5) і тому є найбільш навантаженими зонами.

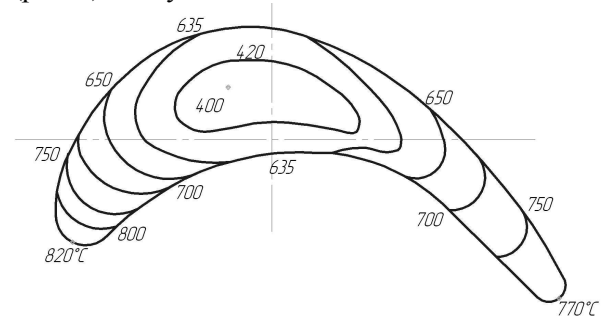


Рис. 5. Поле температур у перетині лопатки

Температура кромки змінюється майже одночасно з температурою газу (різниця становить декілька десятків градусів) [6].

Це зумовлює появу полів температур і термічного напруження, що характеризуються значною нерівномірністю по перетину і в часі, особливо в процесі запуску й зупинки двигуна. Причиною термічного напруження є обмежені температурні деформації.

Зміна режиму нагрівання на режим охолодження викликає в критичній зоні зміну знака і величини напруги.

Стискувальне напруження, що виникає в цій зоні під час нагрівання, змінюється на розтяжне під час охолодження (рис. 6), що спричиняє утворення тріщин [6].

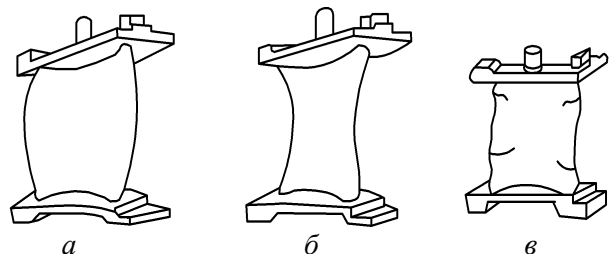


Рис. 6. Схема утворення тріщин термічної втоми в соплових лопатках:

а – після збільшення температури перед турбіною (запуск);

б – після зниження температури;

в – після циклічної зміни температури з утворенням тріщин

Дія змінних термічних навантажень максимальна в зоні на відстані приблизно 65 % висоти лопатки від кореня в зв'язку з дією максимальної температури (рис. 2). Тому критичну точку 2 беремо в цій зоні.

Дослідження дисків, зруйнованих під час експлуатації та циклічних випробувань з аналізом їх навантаження дозволяють визначити критичну точку (рис. 7) у районі замкового паза, оскільки більшість руйнувань дисків по замкових пазах мають утомний міжкристалічний характер і відбувається внаслідок циклічної дії комплексних термомеханічних навантажень.

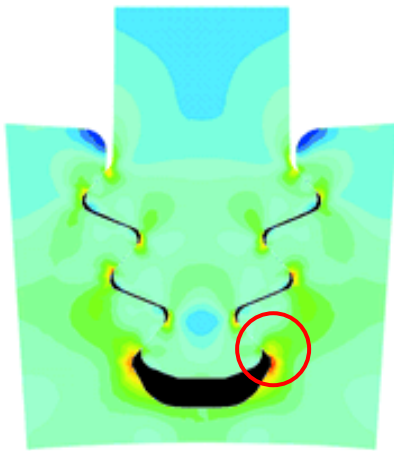


Рис. 7. Інтенсивність напруження в районі замкового паза диска

В умовах циклічного запуску і зупинки під дією глибоких теплосмін знакозмінна пластична деформація концентрується в маточині диска, викликаючи істотне циклічне «осідання» нагромаджених у процесі роботи пластичних деформацій [7].

Ці критичні точки за сумісної дії експлуатаційних чинників і термомеханічних навантажень є осередком зародження тріщин, пошкодження та руйнування. Тому експериментально визначати властивості жароміцних матеріалів, що фактично реалізуються в деталі, потрібно на зразках для різних зон деталі і обов'язково для критичних точок як з погляду дії експлуатаційних навантажень, так і з урахуванням наслідків цих дій.

Види навантаження при цьому визначаються з урахуванням реальних умов експлуатації на базі ймовірнісного аналізу статичних, циклічних термічних навантажень, що діють у запропонованих критичних точках деталі.

Висновки

Для виконання розрахунку на довговічність жароміцних матеріалів необхідно знати закономірності зміни характеристик міцності й навантаження в часі за запропонованими критичними точками, і тоді за результатами випробувань зразків з конкретних матеріалів можна з наперед заданою ймовірністю визначити момент часу, коли міцність дорівнювала напруженням, спричиненим навантаженням, тобто відбудеться руйнування.

Література

1. Писаренко Г.С. Прочность материалов и элементов конструкции в экстремальных условиях / Г.С. Писаренко, Н.С. Можаровский. – К.: Наук. думка, 1980. – Т.1. – 535 с.
2. Лоцицкий Л.П. Расчет долговечности в условиях трехкомпонентного нагружения / Л.П. Лоцицкий // Надежность и долговечность авиационных газотурбинных двигателей: сб. науч. тр. – К.: Книга, 1971. – Вып. 1. – С. 21–25.
3. Лоцицкий Л.П. Конструкция и прочность авиационных газотурбинных двигателей / Л.П. Лоцицкий, С.Н. Ветров. – М.: Воздуш. трансп. 1992. – 536 с.
4. Третьяченко Г.Н. Несущая способность лопаток газовых турбин / Г.Н. Третьяченко, Л.В. Кравчук, Р.И. Курият, А.П. Волощенко. – К.: Наук. думка, 1975. – 290 с.
5. Дубровский С.С. Установка и программа для испытаний жаропрочных материалов на термоциклическую долговечность / С.С. Дубровский // Тез. докл. Междунар. молодежной науч.-техн. конф. «Молодежь в авиации: новые решения и перспективные технологии». – К.: ЗНТУ, 2007. – С. 31–35.
6. Гоголев И.Г. Повышение надежности направляющих аппаратов высокотемпературных газовых турбин / И.Г. Гоголев, А.М. Дроконов, Ю.И. Фокін // Вестник Брянского государственного технического университета. – 2007. – № 3 С. 15–20.
7. Серветник А.Н. Расчетное исследование малоциклового повреждения в дисках ГТД в условиях полетного цикла / А.Н. Серветник, К.Д. Каримбаев // Вісник двигунобудування. – 2007. – №1. – С. 21–25.